

Taper-disc gear

Patent number: DE3743195
Publication date: 1989-02-09
Inventor: RATTUNDE MANFRED; DITTRICH OTTO DR-ING
Applicant: PIV ANTRIEB REIMERS KG WERNER
Classification:
- International: F16H11/04
- european: F16H61/662K
Application number: DE19873743195 19871219
Priority number(s): DE19873743195 19871219

[Report a data error here](#)

Abstract of DE3743195

What is specified is a taper-disc gear of continuously adjustable step-up, having a fully hydraulic generation of the pressure forces, in which the load-dependent setting of the pressure-force level takes place via a torque sensor which is seated on one of the gear shafts and via which the power to be transmitted by the gear is introduced into the gear and which forms for the pressure medium a throttle adjustable in a torque-dependent manner. At the same time, the torque sensor is designed so that, when torque surges occur, it can briefly introduce into the circuit a predetermined volume of pressure medium. The torque sensor is followed in the hydraulic circuit by a pressurising valve for the additional throttling of the pressure-medium flow in dependence on the step-up setting of the gear, in such a way that, altogether, a setting component dependent on torque and a setting component dependent on the step-up are added to the pressure level to be set for generating the pressure force.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Patentschrift
⑯ DE 37 43 195 C1

⑮ Int. Cl. 4:
F16H 11/04

DE 37 43 195 C1

⑯ Aktenzeichen: P 37 43 195.1-12
⑯ Anmeldetag: 19. 12. 87
⑯ Offenlegungstag: —
⑯ Veröffentlichungstag der Patenterteilung: 9. 2. 89

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑯ Patentinhaber:

P.I.V. Antrieb Werner Reimers GmbH & Co KG, 6380
Bad Homburg, DE

⑯ Vertreter:

Lemcke, R., Dipl.-Ing.; Brommer, H., Dipl.-Ing.
Dr.-Ing., Pat.-Anwälte, 7500 Karlsruhe

⑯ Erfinder:

Rattunde, Manfred; Dittrich, Otto, Dr.-Ing., 6380 Bad
Homburg, DE

⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-PS 28 28 347
DE-PS 18 16 950

⑯ Kegelscheibengetriebe

Es wird ein stufenlos übersetzungseinstellbares Kegelscheibengetriebe mit vollhydraulischer Erzeugung der Anpreßkräfte angegeben, bei dem die lastabhängige Einstellung des Anpreßdruckniveaus über einen auf einer der Getriebewellen sitzenden Drehmomentfühler erfolgt, über den die durch das Getriebe zu übertragende Leistung in das Getriebe eingeleitet wird und der eine drehmomentabhängig verstellbare Drossel für das Druckmittel bildet. Gleichzeitig ist der Drehmomentfühler so ausgebildet, daß er bei auftretenden Drehmomentstößen kurzfristig ein vorherbestimmtes Druckmittelvolumen in den Kreislauf geben kann. Dem Drehmomentfühler im Hydraulikkreislauf nachgeschaltet ist ein Vorspannventil zur zusätzlichen Drosselung des Druckmittelflusses in Abhängigkeit von der Übersetzungsstellung des Getriebes, derart, daß sich insgesamt für das zur Anpreßkrafterzeugung einzustellende Druckniveau eine drehmomentabhängige und eine übersetzungsabhängige Einstellkomponente addieren.

DE 37 43 195 C1

Patentansprüche

1. Stufenlos übersetzungseinstellbares Kegelscheibengetriebe mit auf An- und Abtriebswelle drehfest angeordneten Paaren von Kegelscheiben, deren je eine zur hydraulischen Erzeugung der Anpreßkräfte als mit Druckmittel beaufschlagter, axial verschiebbarer Druckzylinder eines mit der zugehörigen Welle fest verbundenen Kolbens und deren jeweils andere axial feststehend ausgebildet ist, sowie mit last- und übersetzungsabhängiger Einstellung der hydraulischen Anpreßkräfte für ein zwischen den Kegelscheibenpaaren umlaufendes Zugmittel, wobei die lastabhängige Einstellung des hydraulischen Druckes wenigstens eines der Druckzylinder durch die gegenseitige Relativbewegung mindestens zweier Ventilteile eines auf wenigstens einer Getriebewelle in deren Kraftfluß geschalteten Drehmomentnehmers erfolgt, dessen bewegliches Ventilteil auf einer seiner Seiten mit bezüglich seiner Stellrichtung im Abstand voneinander befindlichen Zu- und Ableitungen für das auf dieser Seite wirksame Druckmittel zusammen wirkt und somit bei einer Relativbewegung infolge von Dehnmomentstoßen ein vorherbestimmbares, zusätzliches Volumen des hydraulischen Druckmittels in den zu dem Druckzylinder führenden Druckmittelpfad fördert, und wobei die übersetzungsabhängige Einstellung des hydraulischen Druckes durch ein mit dem Drehmomentnehmer hydraulisch in Reihe geschaltetes Vorspannventil erfolgt, dessen Ventilkörper durch die Axialstellung einer der verschiebbaren Kegelscheiben ein- und verstellbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß das Vorspannventil auf der dem Drehmomentnehmer (19) zugeordneten Getriebewelle (1) durch die dortige verschiebbare Kegelscheibe (4) einstellbar oder betätigbar angeordnet und dem Drehmomentnehmer in dessen Ventilableitung (35) hydraulisch nachgeschaltet ist, und daß der zwischen Drehmomentnehmer und Vorspannventil gelegene Abschnitt (45, 55) der Ventilableitung eine Abzweigung (46) für das Druckmittel auf die andere Seite des beweglichen Ventilteils (25) des Drehmomentnehmers aufweist.

2. Kegelscheibengetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Vorspannventil einen innerhalb einer koaxialen Ausnehmung (36) der verschiebbaren Kegelscheibe (4) zwischen dieser und der Welle (1) axial auf der Welle verschiebbaren Ventilring (37) aufweist, daß der Ventilring mit einer auf der ihm gegenüberliegenden Seite auf der Welle axial abgestützten Ventilplatte (39) einen mit der Ventilableitung (35) des Drehmomentnehmers (19) in Verbindung stehenden Einstellraum (40) bildet und daß der Ventilring gegenüber der verschiebbaren Kegelscheibe durch eine ihn in Richtung auf die Ventilplatte belastende Druckfeder (38) abgestützt ist.

3. Kegelscheibengetriebe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Einstellraum (40) durch eine auf Seiten der Verbindung mit der Ventilableitung (35) des Drehmomentnehmers (19) angeordnete konische Abschrägung des Ventilringes (37) gebildet ist und daß die Abschrägung sich von der Ventilplatte (39) fort in den Einstellraum erstreckend ausgebildet ist.

4. Kegelscheibengetriebe nach einem der vorher-

gehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehmomentnehmer (19) einen beidseits flüssigkeitsdicht geschlossenen Zylinder (23) und einen darin als Ventilteil auf der Welle (1) axial verschiebbar angeordneten, der Drehmomentübertragung dienenden Kolben (25) aufweist, daß durch den Kolben der Zylinder in einen vorderen und einen mit dem einzustellenden hydraulischen Druck beaufschlagten hinteren Zylinderraum (31) aufgeteilt ist, daß im vorderen Zylinderraum sowohl der Kolben als auch ein axial abgestützter Zylinderboden (24) axial vor- und einander gegenüberstehende Kurvenstücke mit V-förmigen Einschnitten (29, 30) tragen, zwischen die zur Drehmomentübertragung Rollkörper (28) eingelegt sind, daß durch die vom übertragenen Drehmoment bestimmte Axialstellung des Kolbens ein Drosselventil (25/35) zur Einstellung des im Druckzylinder und dem hinteren Zylinderraum (31) wirkenden hydraulischen Druckes derart beeinflußt wird, daß dieser hydraulische Druck einerseits zur Erzeugung des lastabhängigen Anteiles der Anpreßkräfte ausreicht und andererseits über die Fläche des Kolbens den Axialkräften das Gleichgewicht hält, die infolge des Neigungswinkels der Flanken der V-förmigen Einschnitte an den Kurven sowie des übersetzungsabhängigen Anteils der Anpreßkräfte auf den Kolben ausgeübt werden, daß der hintere Zylinderraum, die darin gegebene, über den Schließzustand des Drosselventils hinausgehende axiale Verschiebbarkeit des Kolbens sowie gegebenenfalls die Größe der V-förmigen Einschnitte der Kurvenstücke auf das vorherbestimmte Volumen des hydraulischen Druckmittels bemessen sind und daß der Zutritt (34) des Druckmittels mit dem im Druckzylinder herrschenden hydraulischen Druck zum hinteren Zylinderraum (31) derart angeordnet ist, daß er über den wesentlichen axialen Bewegungsbereich des Kolbens im hinteren Zylinderraum offen ist.

5. Kegelscheibengetriebe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das dem hinteren Zylinderraum (31) zugeführte Druckmittel diesen über eine den Beginn der Ventilableitung bildende radiale Bohrung (35) der Welle (1) verläßt und daß eine mit dem Kolben (25) verbundene Steuerkante zusammen mit einer der radialen Bohrung vorgelagerten Nut der Welle das Drosselventil bildet.

6. Kegelscheibengetriebe nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Zutritt des Druckmittels zum hinteren Zylinderraum (31) über eine innerhalb der Welle (1) angeordnete axiale (32, 54) und eine sich daran im wesentlichen radial (34) anschließende Bohrung erfolgt und daß der Abstand zwischen dieser radialen Bohrung und der Nut (35) im wesentlichen der dem vorbestimmten Volumen zugeordneten axialen Verschiebbarkeit des Kolbens entspricht.

7. Kegelscheibengetriebe nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinderboden des hinteren Zylinderraumes (31) die wellenfeste Kegelscheibe (3) der dem Drehmomentnehmer (19) zugeordneten Welle (1) ist.

8. Kegelscheibengetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilzu- (32, 54) und -ableitung (41, 45; 55) sowie die Abzweigung wenigstens teilweise durch einen koaxialen Einsatz (33, 53) der zugeordneten Getriebewelle (1) gebildet sind.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein stufenlos übersetzungseinstellbares Kegelscheibengetriebe mit auf An- und Abtriebswelle drehfest angeordneten Paaren von Kegelscheiben, deren je eine zur hydraulischen Erzeugung der Anpreßkräfte als mit Druckmittel beaufschlagter, axial verschiebbarer Druckzylinder eines mit der zugehörigen Welle festverbundenen Kolbens und deren jeweils andere axial feststehend ausgebildet ist, sowie mit last- und übersetzungsabhängiger Einstellung der hydraulischen Anpreßkräfte für ein zwischen den Kegelscheibenpaaren umlaufendes Zugmittel, wobei die lastabhängige Einstellung des hydraulischen Druckes wenigstens eines der Druckzylinder durch die gegenseitige Relativbewegung mindestens zweier Ventilteile eines auf wenigstens einer Getriebewelle in deren Kraftfluß geschalteten Drehmomentnehmers erfolgt, dessen bewegliches Ventilteil auf einer seiner Seiten mit bezüglich seiner Stellrichtung im Abstand voneinander befindlichen Zu- und Ableitungen für das auf dieser Seite wirksame Druckmittel zusammenwirkt und somit bei einer Relativbewegung infolge von Drehmomentstößen ein vorherbestimmtes, zusätzliches Volumen des hydraulischen Druckmittels in den zu dem Druckzylinder führenden Druckmittelkreislauf fördert, und wobei die übersetzungsabhängige Einstellung des hydraulischen Druckes durch ein mit dem Drehmomentnehmer hydraulisch in Reihe geschaltetes Vorspannventil erfolgt, dessen Ventilkörper durch die Axialstellung einer der verschiebbaren Kegelscheiben ein- und verstellbar ist.

Ein derartiges Getriebe ist im wesentlichen durch die DE-PS 28 28 347 bekannt. Dabei löst der Drehmomentnehmer durch seine besondere Konstruktion das Problem eines bei Auftreten von Drehmomentstößen mit zu großer zeitlicher Verzögerung eintretenden Druckaufbaues für die entsprechende hydraulische Anpreßkrafterzeugung dadurch, daß er im Falle solcher Drehmomentstöße ein vorherbestimmtes, zusätzliches Volumen des hydraulischen Druckmittels in den Druckmittelkreislauf fördert.

Inzwischen hat sich nun aber gezeigt, daß bei Getrieben der in Rede stehenden Art mit vollhydraulischer Erzeugung der Anpreßkräfte die größte Funktionssicherheit und -dauer erst erreicht werden, wenn die Anpreßkräfte nicht nur drehmomentabhängig gesteuert werden, sondern auch einen übersetzungsabhängigen, aber vom Drehmoment unabhängigen Anteil aufweisen.

Aus diesem Grunde hat man in die zum Drehmomentnehmer führende Druckmittelleitung ein weiteres, nachfolgend unter der Bezeichnung "Vorspannventil" geführtes Ventil angeordnet, das so betätigt wird, daß sein Einstellwert sich mit der Getriebewübersetzung ändert. Die an diesem Vorspannventil übersetzungsabhängig auftretende Druckdifferenz überlagert sich infolge der Reihenschaltung dem vom Drehmomentnehmer gehaltenen Druck, so daß insgesamt drehmoment- und übersetzungsabhängig gesteuerte Anpreßkräfte entstehen.

Die Betätigung des Vorspannventils erfolgt jedoch durch einen mit einem Gleitstein in einer Umfangsnut einer der axial verschiebbaren Kegelscheiben geführten Abtasthebel für die Übersetzungsstellung des Getriebes gegen die Wirkung einer im Vorspannventil angeordneten Rückstellfeder. Das bedeutet eine ständige Belastung des Gleitsteines und einen entsprechenden Verschleiß, der im Laufe des Betriebs zu einer Verlagerung der einmal eingestellten Relativlage des Vorspannven-

tils zur zugeordneten Kegelscheibe führt, wodurch sich entsprechend die Charakteristik des Druckverlaufs der Anpreßkräfte verschiebt. Der Abtasthebel ist im übrigen, wie allgemein bei Getrieben der in Rede stehenden Art bekannt, der Hebel, durch den im Verein mit einem ebenfalls daran angelenkten Steuerschieber, der in der Regel ein sogenannter Vierkantensteuerschieber ist, einerseits die Getriebewübersetzung ein- und verstellbar ist und andererseits konstantgehalten wird, indem bei irgendeiner Abweichung der Getriebewübersetzung von der eingestellten Größe über den Steuerschieber, der den Druckzylindern das hydraulische Druckmittel zu teilt, eine Rückführung erfolgt.

Gravierender bei der vorgenannten Anordnung eines Vorspannventils zur Erzeugung einer übersetzungsabhängigen Druckmittelkomponente ist aber der Umstand, daß das Vorspannventil noch ein Umgehungsventil für die der normalen Durchflußrichtung entgegengesetzte Strömungsrichtung des Druckmittels erhalten muß, da sonst die vorstehend geschilderte Pumpwirkung des Drehmomentnehmers durch das Schließen des Vorspannventils unterbunden würde. Diese Notwendigkeit eines zusätzlichen Umgehungsventils erhöht nicht nur den Platz- und Bauaufwand sondern stellt auch, wie dies grundsätzlich für jedes zusätzliche Bauteil zutrifft, eine ebenso zusätzliche Quelle für Störungen und Ungenauigkeiten dar.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, ausgehend von einem Getriebe der eingangs genannten Art eine Möglichkeit anzugeben, wie sich das Vorspannventil ohne die geschilderte Gefahr von Verschleißerscheinungen, also ohne die Gefahr einer Verlagerung seiner Charakteristik während des Betriebes, sowie ohne die Notwendigkeit zusätzlicher, die Pumpwirkung des Drehmomentnehmers berücksichtigende Bauteile anordnen und einbauen läßt, wobei gleichzeitig auch platzmäßig ein Zusatzbedarf für das Vorspannventil durch dessen Anordnung in einem ohnehin vorhandenen Bauvolumen vermieden werden soll.

Diese Aufgabe ist erfundungsgemäß dadurch gelöst, daß das Vorspannventil auf der dem Drehmomentnehmer zugeordneten Getriebewelle durch die dortige verschiebbare Kegelscheibe einstellbar oder betätigbar angeordnet und dem Drehmomentnehmer in dessen Ventilableitung hydraulisch nachgeschaltet ist, und daß der zwischen Drehmomentnehmer und Vorspannventil gelegene Abschnitt der Ventilableitung eine Abzweigung für das Druckmittel auf die andere Seite des beweglichen Ventilteiles des Drehmomentnehmers aufweist.

Durch diese erfundungsgemäßen Maßnahmen ist zunächst einmal das Vorspannventil dem Drehmomentnehmer nachgeschaltet, so daß das bei einer Pumpwirkung des Drehmomentnehmers in den Druckmittelkreislauf geförderte zusätzliche Druckmittelvolumen diesen Kreislauf ohne Behinderung durch das Vorspannventil erreichen kann, so daß ein Umgehungsventil für das Vorspannventil entfällt.

Darüber hinaus ist das Vorspannventil nunmehr an einem Platz untergebracht, der von der zugeordneten, axial verschiebbaren Kegelscheibe einerseits und der diese tragenden Welle andererseits ohnehin eingenommen wird.

Schließlich entfallen praktisch sämtliche verschleißbedingten Abnutzungerscheinungen und daraus resultierende Nachteile, indem das Vorspannventil zusammen mit der ihm zugeordneten Kegelscheibe und der zugehörigen Getriebewelle umläuft statt, wie im bekannten Falle, diesen Teilen gegenüber stillzustehen.

Für die Ausbildung des Vorspannventils gibt es zahlreiche Möglichkeiten, zu denen beispielsweise die Ausbildung einer Steuerkante an der betroffenen, axial verschiebbaren Kegelscheibe gehört, die mit einer entsprechenden Steuerkante am Mantel der zugehörigen Getriebewelle übersetzungsabhängig zusammenwirken kann, der das vom Drehmomentfühler über dessen Ventilableitung kommende Druckmittel über eine Bohrung im Inneren der Welle zuströmt.

Als zweckmäßig hat es sich jedoch erwiesen, daß das Vorspannventil einen innerhalb einer koxialen Ausnehmung der verschiebbaren Kegelscheibe zwischen dieser und der Welle axial auf der Welle verschiebbaren Ventilring aufweist, daß der Ventilring mit einer auf der ihm gegenüberliegenden Seite auf der Welle axial abgestützten Ventilplatte einen mit der Ventilableitung des Drehmomentführers in Verbindung stehenden Einstellraum bildet und daß der Ventilring gegenüber der verschiebbaren Kegelscheibe durch eine ihn in Richtung auf die Ventilplatte belastende Druckfeder abgestützt ist. Hier ist also das Vorspannventil als Überdruckventil ausgebildet, dessen Bauteile im übrigen symmetrisch um die Getriebewelle angeordnet sind, so daß die Bauteile einmal in der Herstellung einfach und billig sind und zum anderen durch die Ausbildung des Vorspannventils auf der Getriebewelle keine Unwuchten entstehen lassen.

Im Zusammenhang mit der vorstehend geschilderten Konstruktion ist es ferner vorteilhaft, daß der Einstellraum durch eine auf Seiten der Verbindung mit der Ventilableitung des Drehmomentführers angeordnete konische Abschrägung des Ventilringes gebildet ist und daß die Abschrägung sich von der Ventilplatte fort in den Einstellraum erstreckend ausgebildet ist.

Hinsichtlich der Ausbildung und Anordnung des Drehmomentfühlers sind die Gestaltungsmerkmale nach den Ansprüchen 4 bis 6 zweckmäßig, wie sie weitgehend an sich bekannt sind, sich aber auch hier mit Vorteil anwenden lassen.

Im Hinblick auf die verschiedenen Strömungswege für das hydraulische Druckmittel zum Drehmomentfühler einerseits sowie von diesem zum Vorspannventil andererseits ist es schließlich vorteilhaft, wenn die Ventilzu- und -ableitung sowie die Abzweigung wenigstens teilweise durch einen koaxialen Einsatz der zugeordneten Getriebewelle gebildet sind, da sich auf diese Weise die Herstellung besonders einfach gestalten läßt.

Für die Getriebe der vorstehend insgesamt geschilderten Art gilt allgemein, daß die Anordnung des Drehmomentfühlers sowie des Vorspannventils sowohl auf der Antriebswelle als auch auf der Abtriebswelle des Getriebes erfolgen kann, wobei andererseits die drehmoment- und übersetzungsabhängige Steuerung des in einem der Druckzylinder herrschenden Druckes durch die auf der eigenen oder der gegenüberliegenden Getriebewelle vorgenommene Anordnung des Drehmomentfühlers und des Vorspannventils erfolgen kann. Hier gilt es lediglich in bekannter Weise, die Flankenierung der erwähnten V-förmigen Einschnitte sowie die Gestaltung der infrage kommenden Ventilsteuerkanten jeweils so auszubilden und gegeneinander abzustimmen, daß den ebenfalls bekannten Gesetzmäßigkeiten von Kegelscheiben-Umschlingungsgetrieben Rechnung getragen wird.

Weitere Merkmale und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsformen, die in der Zeichnung dargestellt sind. In der Zeichnung zeigt

Fig. 1 den Aufbau eines Kegelscheibengetriebes mit hydraulischer Anpreßkrafterzeugung in vereinfachter Darstellung;

Fig. 2 eine Schnittdarstellung der Antriebsseite des Getriebes gemäß Fig. 1;

Fig. 3 eine Einzelheit gemäß der Schnittlinie III-III in Fig. 2;

Fig. 4 eine geänderte Ausführungsform eines Kegelscheibengetriebes mit hydraulischer Anpreßkrafterzeugung in vereinfachter Darstellung und

Fig. 5 eine Schnittansicht der Antriebsseite des Getriebes gemäß Fig. 4.

Das in Fig. 1 dargestellte Getriebe weist eine Antriebswelle 1 und eine Abtriebswelle 2 auf, auf denen 15 Paare von Kegelscheiben 3, 4 und 5, 6 angeordnet sind, zwischen denen ein Zugmittelstrang 7 umläuft.

Die Kegelscheiben 3 und 6 sind wellenfest, während die Kegelscheiben 4 und 5 auf den zugeordneten Wellen axial verschiebbar angeordnet und mit Druckzylindern 8, 20 9 versehen sind, die in Fig. 1 nicht dargestellte Kolben übergreifen, welche ihrerseits auf der jeweiligen Welle drehfest und axial abgestützt angeordnet sind.

Zur hydraulischen Erzeugung der für die Leistungsübertragung notwendigen Anpreßkräfte auf das Zugmittel 7 werden die Druckzylinder 8 und 9 über Leitung 10, 11 mit Druckmittel versorgt, das ihnen aus einem Druckmittelvorrat 12 über eine Pumpe 13 durch einen 30 4-Kanten-Steuerschieber 14 zugeteilt wird, der entsprechend den Gesetzmäßigkeiten eines Kegelscheiben-Umschlingungsgetriebes die Antriebsseite über die Leitung 10 mit einem höheren Druckmitteldruck versorgt als die Abtriebsseite über die Leitung 11.

Zur Einstellung des Steuerschiebers 14 bezüglich der gewählten Getriebefübersetzung und deren Aufrechterhaltung dient ein am Stellglied 15 des Steuerschiebers 14 angelenkter Hebel 16, der mit seinem einen Ende in einer äußeren Ringnut 17 der abtriebsseitigen Kegelscheibe 5 geführt ist und mit seinem anderen Ende an einer Handhabe 18 zur willkürlichen Einstellung der Getriebefübersetzung angelenkt ist.

Auf der Antriebswelle 1 sitzt außerdem ein Drehmomentfühler 19, dem über eine Leitung 20 das Druckmittel mit dem auf der Abtriebsseite des Getriebes herrschenden hydraulischen Druck vom 4-Kanten-Steuerschieber 14 zugeführt wird, wobei durch den Drehmomentfühler 19 in noch zu beschreibender Weise abhängig von dem Niveau des in das Getriebe eingeleiteten Drehmoments eine Drosselung des über die Leitung 20 strömenden Druckmittelflusses erfolgt, der im bekannten Falle im Anschluß an den Drehmomentfühler 19 drucklos in den Druckmittelvorrat 12 zurückkehrt.

Wie gesagt, findet durch den Drehmomentfühler 19 eine drehmomentabhängige Drosselung des vom 4-Kanten-Steuerschieber 14 abfließenden Druckmittels mit dem auf der Abtriebsseite des Getriebes herrschenden hydraulischen Druck und damit die Bestimmung des auf der Abtriebsseite des Getriebes herrschenden hydraulischen Druckes statt. Eine Änderung der gewünschten Getriebefübersetzung durch Verstellung der Handhabe 18 führt in bekannter Weise zu einer Verschiebung des Stellgliedes 15 des 4-Kanten-Steuerschiebers 14 und einer entsprechenden Änderung der auf die Leitungen 10 und 11 gegebenen Druckmitteldrücke, wobei sich ein Gleichgewicht der damit auf die Kegelscheiben 4 und 5 gegebenen hydraulischen Stellgrößen erst dann wieder ergibt, wenn nach Axialverschiebung der Kegelscheiben 4 und 5 und entsprechender Mitbewegung des Hebels 16 eine solche Verstellung des Stell-

gliedes 15 stattgefunden hat, daß das Getriebe über die durch die Kegelscheiben 4 und 5 auf das Zugmittel 7 ausgeübten Anpreßkräfte wieder im Gleichgewicht ist.

Wenn sich die durch das Getriebe zu übertragende Leistung ändert, spielt sich ein entsprechender Vorgang ab, soweit dadurch das Gleichgewicht der auf der Antriebsseite und auf der Abtriebsseite des Getriebes erzeugten Anpreßkräfte gestört ist. Im übrigen sorgt bei einer Änderung des in das Getriebe eingeleiteten Drehmoments der Drehmomentfühler 19 dafür, daß die Drosselung des über die Leitung 20 abfließenden Druckmittels entsprechend geändert wird, wodurch sich auch das Druckniveau in den Leitungen 10 und 11 im Hinblick auf die neue, durch das Getriebe zu übertragende Leistung ändert.

Die vorstehend geschilderten Zusammenhänge sind allgemein bekannt, insbesondere durch die DE-PS 18 16 950 und 28 28 347, weshalb ihre Darstellung lediglich noch einmal in zusammengefaßter Form erfolgte.

Fig. 2 zeigt nun eine Schnittansicht der Antriebsseite des Getriebes gemäß Fig. 1, wobei die bereits erwähnten Bauteile mit den in Fig. 1 verwendeten Bezugszahlen versehen sind.

Insbesondere zeigt Fig. 2 den im Druckzylinder 8 befindlichen, auf der Welle 1 drehfest und axial abgestützt angeordneten Kolben 21, der mit dem Zylinder 8 der Kegelscheibe 4 einen Zylinderraum 22 bildet, dem das über die Leitung 10 vom 4-Kanten-Steuerschieber 14 bezogene Druckmittel zuströmt. Entsprechend dem im Zylinderraum 22 herrschenden hydraulischen Druck kann durch die Axialverschiebarkeit der Kegelscheibe 4 ein Stellvorgang zur Änderung oder Aufrechterhaltung der Getriebübersetzung erfolgen.

Gemäß Fig. 2 bildet der Drehmomentfühler 19 mit der wellenfesten Kegelscheibe 3 eine Baueinheit. Diese enthält innerhalb eines durch die Kegelscheibe 3 ausgebildeten Zylinders 23, der an seinem freien Ende durch einen auf der Welle 1 axial abgestützten Zylinderboden 24 flüssigkeitsdicht verschlossen ist, einen auf der Welle 1 axial verschiebbaren Kolben 25, der über Führungsstifte 26 mit der Kegelscheibe 3 und damit mit der Welle 1 drehverbunden ist. Auf den Kolben 25 wird das über eine Außenverzahnung 27 des Zylinderbodens 24 in das Getriebe eingeleitete Drehmoment über Wälzkörper 28 übertragen, die zu mehreren über den Umfang der Getriebewelle 1 verteilt in V-förmigen Kurveneinschnitten 29 und 30 des Zylinderbodens 24 einerseits sowie des Kolbens 25 andererseits sitzen, wobei sich diese Kurveneinschnitte in bekannter Weise in Richtung auf die Wälzkörper 28 erweitern.

Andererseits bildet der Kolben 25 mit dem durch die Kegelscheibe 3 dargestellten Zylinderboden einen Druckraum 31, dem das Druckmittel mit dem auf der Abtriebsseite des Getriebes herrschenden hydraulischen Druck über die Leitung 20 und eine Bohrung 32 eines koaxial in der Welle 1 sitzenden Einsatzes 33 sowie eine Bohrung 34 der Welle 1 zuströmt und den es über eine weitere Bohrung 35 in der Welle 1 wieder verlassen kann. Dabei bilden die der Bohrung 35 zugeordnete Kante des Kolbens 25 sowie der Rand der Bohrung 35 eine Drosselstelle für den Abfluß des Druckmittels, die gegen den im Zylinderraum 31 herrschenden hydraulischen Druck durch die drehmomentabhängige Wirkung der Wälzkörper 28 im Verein mit den Kurveneinschnitten 29 und 30 mehr oder weniger geschlossen ist, so daß entsprechend auch in der Rückflußleitung 20 des 4-Kanten-Steuerschiebers 14 ein drehmomentbedingt mehr oder weniger hohes Druckniveau gehalten

wird.

Etwa auftretende Dehmomentstöße führen über die durch die Teile 28 bis 30 gegebene, drehmomentabhängige Stelleinrichtung zu schlagartigen Verschiebungen des Kolbens 25 in Richtung auf die Kegelscheibe 3, wodurch nach Verschluß der Bohrung 35 ein im Zylinderraum 31 vorhandenes Druckmittelvolumen über die Leitungen 34 und 32 in das hydraulische System zurückgeführt wird, wo es in bekannter Weise ein zusätzliches Druckmittelvolumen zur Verfügung stellt, um einen momentanen, durch die genannten Drehmomentstöße bedingten Druckmittelbedarf auszugleichen, der so schnell durch die Pumpe 13 nicht geliefert werden kann.

Auf die geschilderte Weise liefert der Drehmomentfühler 19 einerseits ein drehmomentbezogenes Druckniveau für die an den axial verschiebbaren Kegelscheiben 4 und 5 zu erzeugenden Anpreßkräfte und andererseits ein zusätzliches Druckmittelvolumen zum Ausgleich eines besonderen Druckmittelbedarfes bei auftretenden Drehmomentstößen. Bezüglich weiterer Einzelheiten darf hierzu noch einmal auf die DE-PS 28 28 347 verwiesen werden.

Soweit der Drehmomentfühler 19 im beschriebenen Umfange das Druckniveau bestimmt, ist dieses jedoch, wie mehrfach gesagt, nur drehmomentbezogen. Die Gesetzmäßigkeiten von Getrieben der hier in Rede stehenden Art wirken sich jedoch auch auf das theoretisch erforderliche Druckniveau dahingehend aus, daß dieses sich mit der jeweiligen Getriebübersetzung ändert.

Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, ist gemäß Fig. 2 innerhalb der axial verschiebbaren Kegelscheibe 4 ein in Abhängigkeit von der Getriebübersetzung verstellbares Vorspannventil angeordnet, das im wesentlichen aus einem innerhalb einer koaxialen Ausnehmung 36 der Kegelscheibe 4 zwischen dieser und der Welle 1 axial auf der Welle verschiebbaren Ventilring 37 besteht, der durch eine anderen Endes gegen die Kegelscheibe 4 abgestützte Druckfeder 38 gegen eine axial auf der Welle 1 abgestützte Ventilplatte 39 gedrückt ist und mit dieser einen Einstellraum 40 bildet, dem das den Drehmomentfühler 19 über die Bohrung 35 verlassende Druckmittel über eine Bohrung 41 des Einsatzes 33 sowie eine koaxiale Bohrung 42 der Welle 1 mit anschließender Radialbohrung 43 zuströmt und von dem aus es über achsparallele Nuten 44 der Kegelscheibe 4 drucklos abfließen und in den Druckmittelvorrat 12 zurückgelangen kann.

Das auf diese Weise in der axial verschiebbaren Kegelscheibe 4 vorgesehene Vorspannventil drosselt also den vom Drehmomentfühler 19 kommenden Druckmittelstrom zusätzlich in einer von der Übersetzungsstellung des Getriebes abhängigen Weise, indem sich die Übersetzungsstellung des Getriebes durch die Axialstellung der Kegelscheibe 4 auf der Welle 1 und damit durch eine unterschiedliche Vorspannung der Feder 38 ausdrückt.

Bezüglich des durch Drosselung in der Leitung 20 aufrechterhaltenen Druckmitteldruckes addieren sich die Drosselwirkungen des Drehmomentführers 19 einerseits und des Vorspannventils andererseits. Damit die leistungs- bzw. drehmomentabhängige Druckmitedrosselung des Drehmomentführers 19 nicht durch die Wirkung des Vorspannventils beeinträchtigt wird, weist die zum Vorspannventil führende Leitung 41 des Einsatzes 33 über eine Umfangsnut 45 und eine Radialbohrung 46 der Welle 1 noch eine Verbindung auf die dem Zylinderraum 31 abgewandte Seite des Kolbens 25 auf, so

daß im Ergebnis die Rückwirkung der übersetzungsabhängigen Drosselung durch das Vorspannventil auf beide Seiten des Kolbens 25 geht und sich insoweit dort neutralisiert.

Während beim Beispiel gemäß den Fig. 1 bis 3 der Drehmomentfühler 19 auf der Antriebsseite des Getriebes sitzt und den Rückfluß des Druckmittels mit dem auf der Abtriebsseite herrschenden hydraulischen Druck drosselt, zeigt das Beispiel gemäß den Fig. 4 und 5 eine Ausbildung derart, daß der auf der Antriebsseite angeordnete Drehmomentfühler gleichzeitig auch den antriebsseitigen hydraulischen Anpreßdruck bestimmt. Soweit in den Fig. 4 und 5 die bereits anhand der Fig. 1 bis 3 beschriebenen Konstruktionsteile wiederkehren, sind diese mit den bereits eingeführten Ziffern versehen und werden im wesentlichen nicht noch einmal beschrieben.

Im Hinblick auf die Steuerung des antriebsseitigen hydraulischen Anpreßdruckes durch den Drehmomentfühler 19 weist auch der Steuerschieber 50 eine etwas andere Konstruktion auf, indem sein Stellglied 51 und die durch dieses gebildeten Steuerkanten so ausgebildet und angeordnet sind, daß — von über die Leitung 52 gehenden Leckmengen abgesehen — der gesamte Druckmittelstrom über den Drehmomentfühler 19 und das nachgeschaltete Vorspannventil in den Druckmittelvorrat 12 zurückgeht. Beim Gegenstand der Fig. 1 bis 3 war die Ausbildung des Steuerschiebers 14 so, daß der Druckmittelstrom wesentlich vom Steuerschieber 14 aus über die Leitung 20 mit dem abtriebsseitigen hydraulischen Druck auf den Drehmomentfühler 19 und von dort über das Vorspannventil wieder zum Vorratsbehälter 12 zurückgelangte. Dieser Unterschied zwischen den Bauformen gemäß Fig. 1 und Fig. 4 ist jedoch an sich ebenfalls bekannt und soll hier nicht weiter vertieft werden.

Entsprechend der in Fig. 4 vereinfacht dargestellten Bauform hat nun gemäß Fig. 5 ein entsprechend anders ausgebildeter Einsatz 53 der Welle 1 eine Axialbohrung 54 im Anschluß an die Leitung 10, die das vom Steuerschieber 50 über die Leitung 10 bezogene Druckmittel auf die zum Zylinderraum 31 des Drehmomentführers 19 führende Bohrung 34 gibt. Die das Drosselventil mitbildende Abflußbohrung 35 des Drehmomentführers geht in eine Umfangsnut 55, an die sich einerseits die bereits anhand der Fig. 2 erläuterte, auf die andere Seite des Kolbens 25 gehende Bohrung 46 und zum anderen über die ebenfalls anhand der Fig. 2 erläuterte Bohrung 43 das Vorspannventil mit seinem Einstellraum 40 anschließt, der andererseits durch die zwischen Ventilring 37 und Ventilplatte 39 gebildete Steuerkante abgeschlossen ist.

Wie leicht ersichtlich, unterscheiden sich die Bauformen nach den Fig. 2 und 5 lediglich durch eine unterschiedliche axiale Aufbohrung der Welle 1 sowie eine verschiedene Gestaltung des Einsatzes 33 bzw. 53, so daß also beide Bauformen des Getriebes je nach Bedarf leicht mit weitestgehend übereinstimmenden Teilen herstellbar sind. Dies betrifft auch die Ausbildung des zur Erzeugung der Anpreßkraft an der Kegelscheibe 4 dienenden Zylinderkolbenaggregates, dem in beiden Fällen ausgehend von der Leitung 10 über eine Radialbohrung 56 der Welle 1 das vom Steuerschieber kommende Druckmittel zugeteilt wird.

Die vorstehend geschilderten Ausführungsformen beziehen sich auf Getriebe, bei denen ein Wechsel zwischen Antriebsseite und Abtriebsseite nicht zu erwarten ist. Muß mit einem solchen Wechsel gerechnet werden,

kann es also vorkommen, daß die Richtung der über das Getriebe gehenden Leistungsübertragung sich umkehrt, so muß selbstverständlich, wie dies bekannt ist, die Anordnung eines Drehmomentfühlers und eines nachgeschalteten Vorspannventils auf jede der Getriebewellen erfolgen, wobei durch einen druckmittelbetätigten Umschalter dafür gesorgt werden kann, daß je nach Richtung der Leistungsübertragung der auf der jeweils antriebsseitigen Getriebewelle sitzende Drehmomentfühler mit nachgeschaltetem Vorspannventil wirksam wird. Eine solche Umschalteinrichtung ist beispielsweise durch die DE-PS 28 28 347 bekannt und dort in Figur 10 mit der Ziffer 121 bezeichnet und näher beschrieben.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

Fig. 2

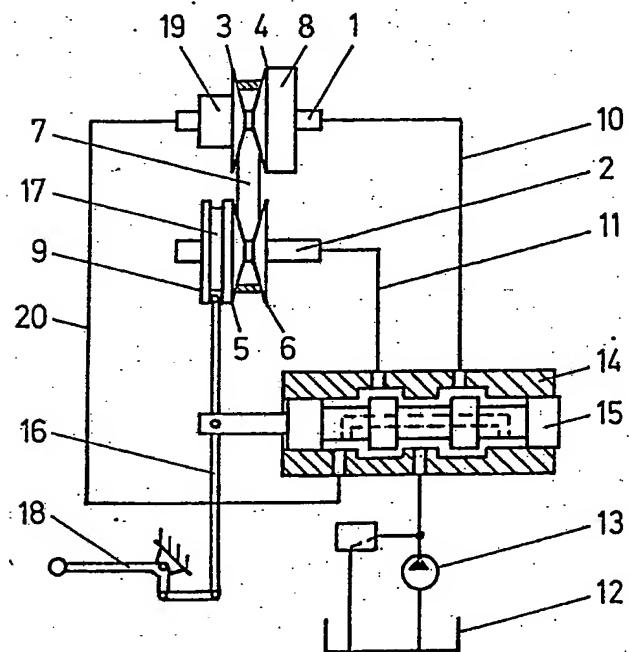
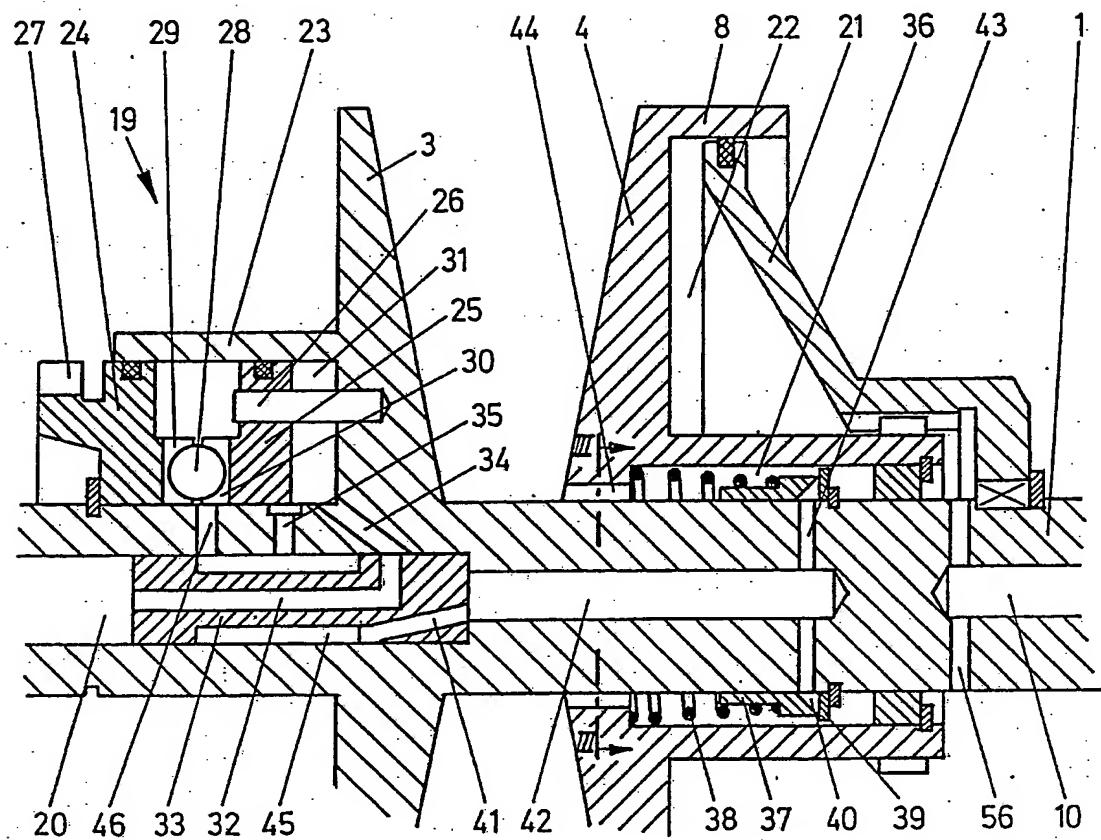


Fig. 1

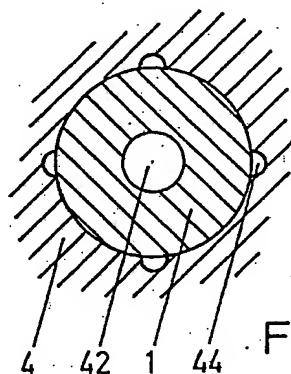


Fig. 3

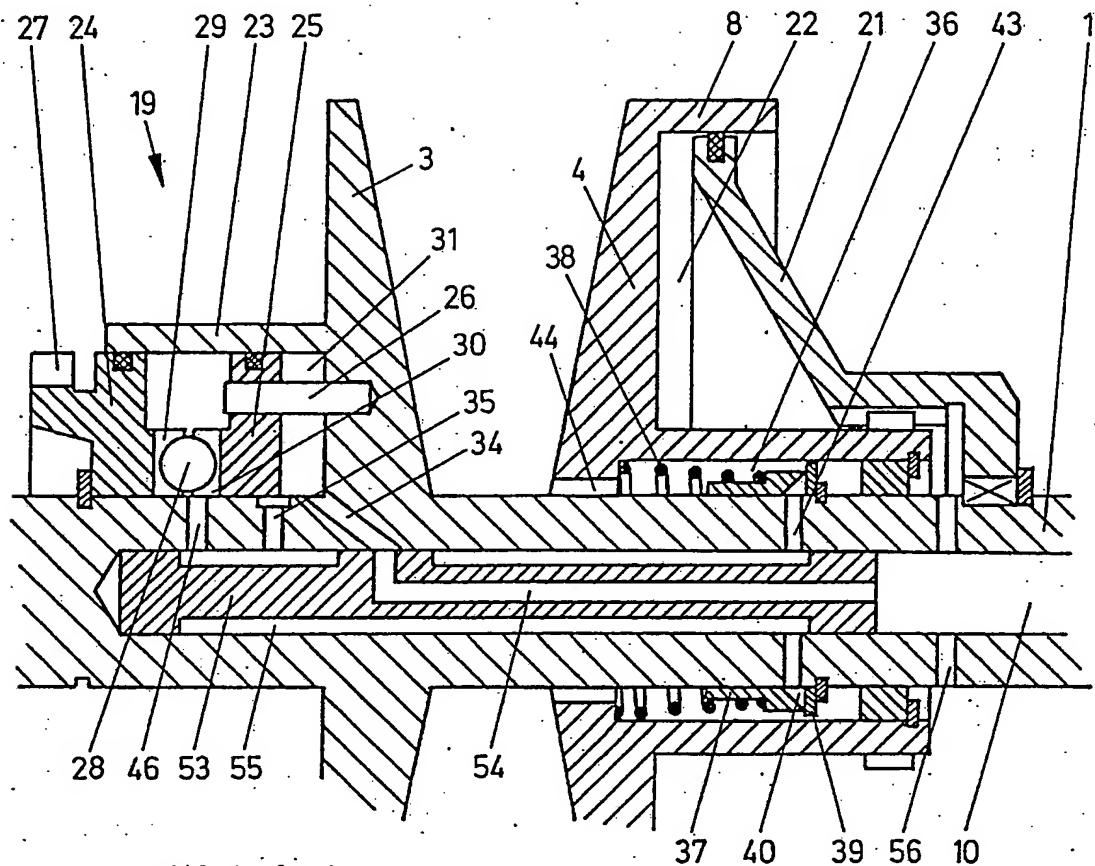


Fig. 5

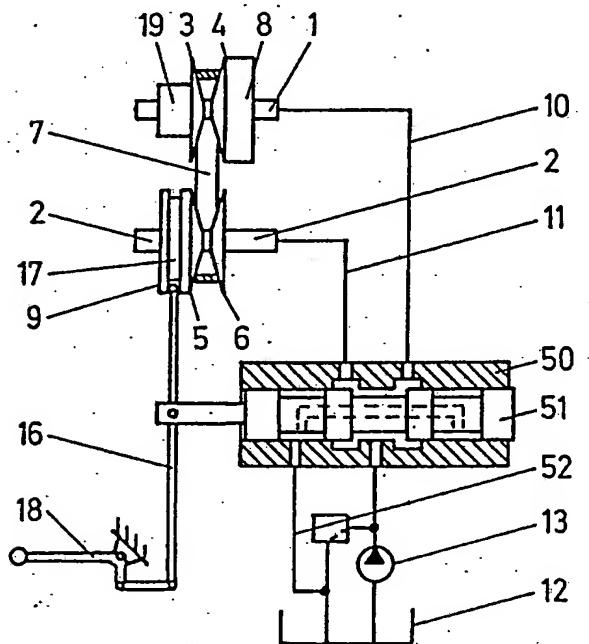


Fig. 4

THIS PAGE BLANK (USPTO)